

## ⑫ 公開特許公報(A)

平3-239613

⑤ Int. Cl.<sup>5</sup>

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 平成3年(1991)10月25日

B 60 G 7/02

8817-3D

13/16

8817-3D

F 16 F 15/02

C

7712-3J

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全4頁)

⑭ 発明の名称 自動車用ストラットバーの支持構造

⑮ 特 願 平2-34861

⑯ 出 願 平2(1990)2月15日

⑰ 発 明 者 八 木 徹 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社  
内

⑱ 出 願 人 日産自動車株式会社 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

⑲ 代 理 人 弁理士 志賀 富士弥 外3名

## 明 細 書

## 1. 発明の名称

自動車用ストラットバーの支持構造

## 2. 特許請求の範囲

(1) 車幅方向に配置したストラットバーの両端部を、車体の左右両側に配設されたストラットタワーの上部に支持したストラットバーの支持構造において、

上記ストラットタワーの上面に突設されて上方に延びる軸体と、前記ストラットバーと軸体との間に配備されて該ストラットバーが軸体に沿って上下方向にのみ移動可能なベアリング装置と、該ベアリング装置とストラットタワーとの間に介挿固定されているとともにストラットバーの重量をマスとしてダイナミックダンパを構成する防振バーとを具備して成ることを特徴とする自動車用ストラットバーの支持構造。

## 3. 発明の詳細な説明

産業上の利用分野

本発明は自動車のエンジンルームもしくはトラ

ンクルームの上方に配置するストラットバーの支持構造に関するものである。

従来の技術

一般に第2図に示す自動車1のエンジンルーム2の内方には、車幅方向に長いストラットバー3が配置されているが、このストラットバー3は車軸支えとしての機能を有しているとともに主として車体の前後方向及び車幅方向の剛性を高め、エンジン等振動源から車室内への振動及び騒音の伝達を防止するという機能を有している。

このストラットバー3の支持構造として第3図の要部拡大図に示した手段が通常用いられている。即ち、上記ストラットバー3の左右両端部には二股状の取付基部3a、3bが形成されていて、この取付基部3a、3bが車体側の左右両側に配設されたストラットタワー4の上面4aにボルト5、5及びナット6、6を用いて締付固定されている。

発明が解決しようとする課題

しかしながらこのような従来のストラットバーの支持構造にあっては、取付基部3a、3bがス

トラットタワー4に剛結された構造であるため、車両の前後方向及び車幅方向の剛性を高めることが可能であるが、車両の上下方向の振動及びこの振動に起因する騒音を低減する作用がほとんどないので、特定周波数の振動及び騒音が発生して車室側に伝達されてしまうことがあるという課題があった。

即ち、車両走行時における上下方向の振動は、振動周波数が40～50Hzもしくは70～90Hzにあり、この周波数帯の振動は前記ストラットバー3では防振することができず、そのためこのような周波数帯の振動に起因して発生する騒音が車室側に伝達されてしまうことになり易い。更に上下方向の振動周波数が20Hz近傍では、車体の曲げモードに起因してシェイク振動が発生し易いという特性があり、このようなシェイク振動を効率良く吸収することが困難であるという難点があった。

そこで本発明はこのような従来のストラットバーの支持構造が有している課題を解消して、車両

かかるストラットバーの支持構造によれば、ストラットバーと軸体との間に配備されたベアリング装置のボールが上下方向以外には回転しないので、車両の前後方向及び車幅方向の剛性は充分に高められる。しかもストラットバーの重量がベアリング装置とストラットタワーとの間に介挿固定されている防振ラバーに加えられるので、該防振ラバーにはダイナミックダンパとしての機能が発生して、車両の上下方向の振動及びこの振動に起因する騒音が低減される。更に該防振ラバーのばね定数を適宜に選択することによって、上下方向の振動成分中の吸収可能な振動周波数をチューニングすることが可能となる。

#### 実施例

以下第1図に基づいて本発明にかかる自動車用ストラットバーの支持構造の一実施例を、前記従来の構成と同一の構成部分に同一の符号を付して詳述する。

図中3はストラットバー、4は車体の車幅方向左右両側に配設されたストラットタワーであり、

の前後方向及び車幅方向の剛性を犠牲にすることなく、車両の上下方向の振動及びこの振動に起因する騒音を低減させることができるストラットバーの支持構造を提供することを目的とするものである。

#### 課題を解決するための手段

本発明は上記の目的を達成するために、車幅方向に配置したストラットバーの両端部を、車体の左右両側に配設されたストラットタワーの上部に支持したストラットバーの支持構造において、上記ストラットタワーの上面に突設されて上方に延びる軸体と、前記ストラットバーと軸体との間に配備されて該ストラットバーが軸体に沿って上下方向にのみ移動可能なベアリング装置と、該ベアリング装置とストラットタワーとの間に介挿固定されているとともにストラットバーの重量をマスとしてダイナミックダンパを構成する防振ラバーとを具備した自動車用ストラットバーの支持構造にしてある。

#### 作用

このストラットタワー4の上部にはアッパインシュレータ8が配置されているとともに、該アッパインシュレータ8の上部に基板9が固定され、この基板9に軸体としての螺子軸10の基部10aが固着されている。即ち、この螺子軸10は基板9から上方に延びており、且つ該螺子軸10の上部には雄螺子部10aが刻設されている。

11は第1の防振ラバーであって、この第1の防振ラバー11の中心部に上記螺子軸10が貫通されており、且つ第1の防振ラバー11が基板9に接した状態として該基板9上に支持されている。

一方、ストラットバー3の取付基部3aには、ボール12、12を回転自在に支持するベアリング装置13が配備されている。尚、上記ボール12、12は螺子軸10に当接しながら上下方向にのみ回転するようにしてある。

14は第2の防振ラバーであって、該第2の防振ラバー14はベアリング装置13の上方に位置しているとともに、前記第1の防振ラバーと同様に中心部に螺子軸10が貫通されている。この防

振ラバー 14 の上部にはストップ 15 が配置されており、更に該ストップ 15 の上部に突出する螺子軸 10 の雄螺子部 10 b にナット 16 が螺合固定されている。

従ってストラットバー 3 の取付基部 3 a に配備されたベアリング装置 13 と、ストラットタワー 4 との間に介挿固定された第 1 の防振ラバー 11 とによって、ストラットバー 3 の重量をマスとするダイナミックダンパが構成される。

かかるストラットバーの支持構造によれば、該ストラットバー 3 の取付基部 3 a、3 b と螺子軸 10 との間に配備されたベアリング装置 13 のボール 12 が上下方向以外には回転しないので、車両の前後方向及び車幅方向の剛性は充分に高められ、しかも車両の上下方向の振動及びこの振動に起因する騒音を上記第 1 の防振ラバー 11 及びストラットバー 3 の重量をマスとして構成されるダイナミックダンパの防振作用に基づいて低減することができる。

即ち、ストラットバー 3 の重量がベアリング装

ばね定数は 16.3 Kg/mm となる。

従って車両走行時における上下方向の振動は、振動周波数が 40~50 Hz もしくは 70~90 Hz にあるので、第 1 の防振ラバー 11 のばね定数を 3.2~5.0 Kg/mm もしくは 9.9~16.3 Kg/mm に設定しておくことによってこの周波数帯の振動を効率良く吸収することができ、例えば車室内のキャビティに起因するロードノイズ等の騒音を効果的に低減することが可能となる。

更に車両の上下方向の振動周波数が 20 Hz 近傍において車体の曲げモードに起因して発生するシェイク振動に対処するためには、第 1 の防振ラバー 11 のばね定数を 0.8 Kg/mm にすることによってこのようなシェイク振動を効率良く吸収することができる。

#### 発明の効果

以上詳細に説明した如く、本発明にかかる自動車用ストラットバーの支持構造によれば、車幅方向に配置したストラットバーの両端部を、車体の

置 13 を介して第 1 の防振ラバー 11 に加えられるので、該第 1 の防振ラバー 11 にはダイナミックダンパとしての機能が発生するものであって、従ってこの第 1 の防振ラバー 11 のばね定数を適宜に選択することによって、上下方向の振動成分中の吸収可能な振動周波数をチューニングすることが可能である。

ここで振動周波数  $f$  は

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{W}}$$

ここで  $K$  : 防振ラバー 11 のばね定数

$W$  : ストラットバー 3 の重量

である。ここでストラットバー 3 の重量を 2 Kg として実際にチューニング可能なばね定数を演算すると、振動周波数  $f$  が 20 Hz の時の第 1 の防振ラバー 11 のばね定数は 0.8 Kg/mm、以下同様に  $f$  が 40 Hz の時の防振ラバー 11 のばね定数は 3.2 Kg/mm、 $f$  が 50 Hz の時のばね定数は 5.0 Kg/mm、 $f$  が 70 Hz の時のばね定数は 9.9 Kg/mm、 $f$  が 90 Hz の

左右両側に配設されたストラットタワーの上部に支持したストラットバーの支持構造において、上記ストラットタワーの上面に突設されて上方に延びる軸体と、前記ストラットバーと軸体との間に配備されて該ストラットバーが軸体に沿って上下方向にのみ移動可能なベアリング装置と、該ベアリング装置とストラットタワーとの間に介挿固定されているとともにストラットバーの重量をマスとしてダイナミックダンパを構成する防振ラバーとを具備した自動車用ストラットバーの支持構造にしたので、以下に記す作用効果がもたらされる。

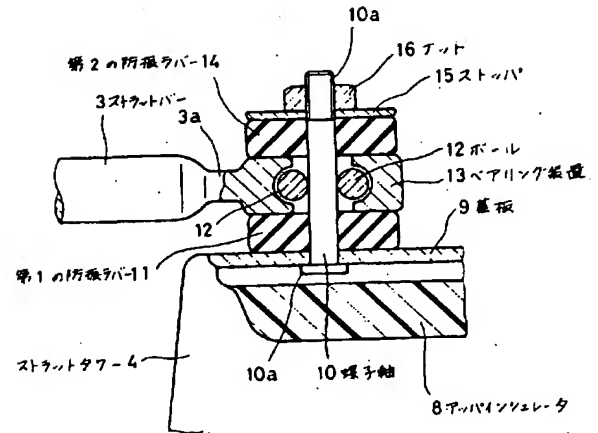
即ち、ストラットバーと軸体との間に配備されたベアリング装置のボールが上下方向以外には回転しないので、車両の前後方向及び車幅方向の剛性を充分に高めることができる。更にストラットバーの重量がベアリング装置とストラットタワーとの間に介挿固定されている防振ラバーに加えられるので、該防振ラバーにはダイナミックダンパとしての機能が発生し、車両の上下方向の振動及びこの振動に起因する騒音を効率良く低減するこ

とが可能となる。又、防振ラバーのばね定数を適宜に選択することによって、上下方向の振動成分中の吸収可能な振動周波数をチューニングすることが可能となり、従って車種もしくは使用目的に応じて防振ラバーのばね定数を選択することによって、希望する防振特性が得られる。

#### 4. 図面の簡単な説明

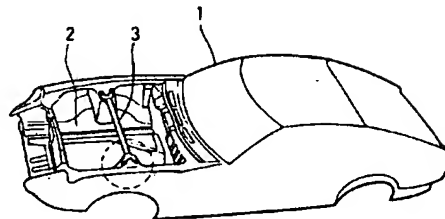
第1図は本発明にかかる自動車用ストラットバーの支持構造の一実施例を示す要部断面図、第2図は自動車におけるストラットバーの取付例を示す斜視図、第3図は従来のストラットバーの支持構造例を示す要部斜視図である。

3…ストラットバー、3a…取付基部、  
4…ストラットタワー、8…アップバインシュレータ、9…基板、10…螺子軸(軸体)、  
11…第1の防振ラバー、12…ボール、  
13…ベアリング装置、14…第2の防振ラバー、



代理人 志賀富士弥  
外 3 名

#### 第 2 図



#### 第 3 図

